

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2002-256805
(P2002-256805A)

(43)公開日 平成14年9月11日(2002.9.11)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テーマコード(参考)

F 0 1 B 3/10
3/02

F 0 1 B 3/10
3/02

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 16 頁)

(21)出願番号 特願2001-61424(P2001-61424)

(22)出願日 平成13年3月6日(2001.3.6)

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 牧野 博行

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 松本 謙司

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(74)代理人 100071870

弁理士 落合 健 (外1名)

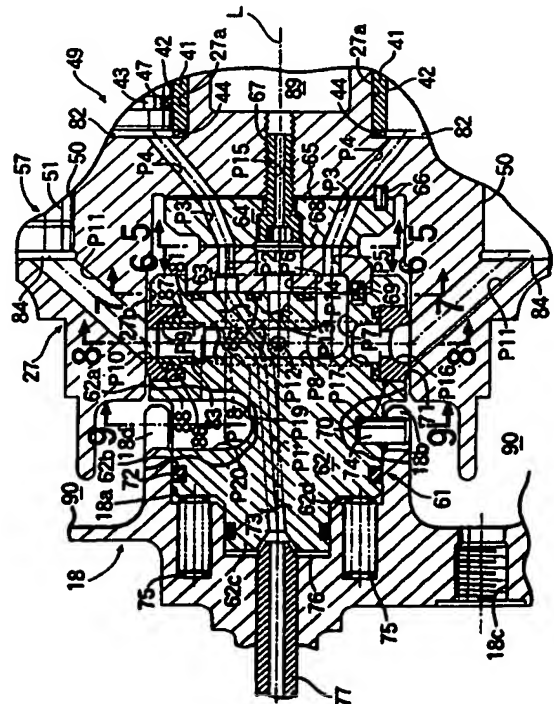
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 回転式流体機械

(57)【要約】

【課題】 第1および第2の作動部を備えた回転式流体機械において、前記両作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段の小型化を図る。

【解決手段】 アキシアルピストンシリンダ群よりなる第1の作動部49および第2の作動部57を備えた回転式流体機械において、第1、第2の作動部49、57に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ61を、ロータ27の回転軸線Lに直交する平坦な摺動面68を備えて第1の作動部49に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第1のバルブ部と、ロータ27の回転軸線Lを中心とする円筒状の摺動面71を備えて第2の作動部57に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第2のバルブ部とから構成する。共通のロータリバルブ61で第1、第2の作動部49、57に対する作動媒体の吸入・排出を制御するので、回転式流体機械の小型化を図ることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ケーシング(11)と、

ケーシング(11)に回転自在に支持されたロータ(27)と、

ロータ(27)に設けられた第1の作動部(49)および第2の作動部(57)と、

ケーシング(11)およびロータ(27)間に設けられて第1の作動部(49)および第2の作動部(57)に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段(61)と、を備えた回転式流体機械であって、前記吸入・排出制御手段(61)は、ロータ(27)の回転軸線(L)に直交する平坦な摺動面(68)を備えて前記第1の作動部(49)に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第1のロータリバルブ(63, 64)と、ロータ(27)の回転軸線(L)を中心とする円筒状の摺動面(71)を備えて前記第2の作動部(57)に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第2のロータリバルブ(70, 27)とから構成されたことを特徴とする回転式流体機械。

【請求項2】 前記第1のロータリバルブ(63, 64)は高圧の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第2のロータリバルブ(70, 27)は低圧の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする、請求項1に記載の回転式流体機械。

【請求項3】 前記第1のロータリバルブ(63, 64)は高温の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第2のロータリバルブ(70, 27)は低温の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする、請求項1または請求項2に記載の回転式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた第1の作動部および第2の作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて第1の作動部および第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段とを備えた回転式流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】 ケーシングに固定した半径方向外側のアキシャルピストンポンプと、ケーシングに回転自在に支持したロータに設けた半径方向内側のアキシャルピストンモータとを同軸に配置し、アキシャルピストンポンプのピストンおよびアキシャルピストンモータのピストンを各々別個の斜板により案内することで、入力軸に接続されたアキシャルピストンポンプが吐出する作動油で出力軸に接続されたアキシャルピストンモータを駆動し、入力軸の回転を変速して出力軸から出力する静油圧式変速機が、米国特許第5062267号明細書により公知である。この静油圧式変速機は、アキシャルピストンポンプとアキシャルピストンモータとの間に、ロータの回

転に応じて油路の切り換えを行うロータリバルブを備えている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、高温高圧の蒸気を作動媒体とする膨張機等において、例えばアキシャルピストンシリンダ群よりなる作動部を複数セット設け、それらの出力を合成して共通の出力軸から取り出す場合、各々のアキシャルピストンシリンダ群に対応して蒸気の吸入・排出制御手段を設けると、複数の吸入・排出制御手段が必要となって膨張機の寸法が大型化する問題がある。

【0004】 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、第1および第2の作動部を備えた回転式流体機械において、前記両作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段の小型化を図ることを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた第1の作動部および第2の作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられて第1の作動部および第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する吸入・排出制御手段とを備えた回転式流体機械であって、前記吸入・排出制御手段は、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて前記第1の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第1のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて前記第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御する第2のロータリバルブとから構成されたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0006】 上記構成によれば、回転式流体機械の第1および第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段が、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて第1の作動部に接続された第1のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて第2の作動部に接続された第2のロータリバルブとを備えるので、共通の吸入・排出制御手段で第1、第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御することが可能になり、第1、第2の作動部に各々別個の吸入・排出制御手段を設ける場合に比べて回転式流体機械の小型化を図ることができる。

【0007】 また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記第1のロータリバルブは高圧の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第2のロータリバルブは低圧の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0008】 上記構成によれば、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えた第1のロータリバルブは作動媒体のシール性に優れており、この第1のロータリバ

ルブで高圧の作動媒体の吸入・排出を制御することで、作動媒体のリークを最小限に抑えることができる。またロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えた第2のロータリバルブは、前記第1のロータリバルブに比べて作動媒体のシール性が多少劣るものの、この第2のロータリバルブが吸入・排出を制御する作動媒体は低圧であるため、所定のクリアランス管理を施せば作動媒体のリークは実用上問題はない。

【0009】また請求項3に記載された発明によれば、請求項1または請求項2の構成に加えて、前記第1のロータリバルブは高温の作動媒体の吸入・排出を制御し、前記第2のロータリバルブは低温の作動媒体吸入・排出を制御することを特徴とする回転式流体機械が提案される。

【0010】上記構成によれば、第1のロータリバルブおよび第2のロータリバルブはそれぞれ高温の作動媒体および低温の作動媒体の吸入・排出を制御するので、高温の作動媒体および低温の作動媒体の流路を近接させて温度低下を抑制することが可能になるだけでなく、高温の作動媒体の流路のシール部を低温の作動媒体で冷却してシール部の劣化を防止することができる。

【0011】尚、実施例の第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57はそれぞれ本発明の第1の作動部および第2の作動部に対応し、実施例のロータリバルブ61は本発明の吸入・排出制御手段に対応し、実施例の固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64は本発明の第1のロータリバルブに対応し、実施例のロータ27および摺動部材70は本発明の第2のロータリバルブに対応する。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0013】図1～図18は本発明の第1実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3部拡大図、図4は図1の4部拡大断面図（図8の4-4線断面図）、図5は図4の5-5線矢視図、図6は図4の6-6線矢視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9-9線断面図、図10は図1の10-10線矢視図、図11は図1の11-11線矢視図、図12は図10の12-12線断面図、図13は図11の13-13線断面図、図14は図10の14-14線断面図、図15は出力軸のトルク変動を示すグラフ、図16は高圧段の吸入系を示す作用説明図、図17は高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図、図18は低圧段の排出系を示す作用説明図である。

【0014】図1～図3に示すように、本実施例の回転式流体機械は例えばランキンサイクル装置に使用される膨張機Mであって、作動媒体としての高圧高温蒸気の熱

エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Mのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を介して嵌合して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して嵌合して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18とから構成される。ケーシング本体12の下面開口部にオイルパン19がシール部材20を介して当接し、複数本のボルト21…で結合される。またケーシング本体12の上面にシール部材22（図12参照）を介してブリーザ室隔壁23が重ね合わされ、更にその上面にシール部材24（図12参照）を介してブリーザ室カバー25が重ね合わされ、複数本のボルト26…で共締めされる。

【0015】ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能なロータ27と出力軸28とが溶接で一体化されており、ロータ27の後部がアンギュラボールベアリング29およびシール部材30を介してケーシング本体12に回転自在に支持されるとともに、出力軸28の前部がアンギュラボールベアリング31およびシール部材32を介して前部カバー15に回転自在に支持される。前部カバー15の後面に2個のシール部材33、34およびノックピン35を介して嵌合する斜板ホルダ36が複数本のボルト37…で固定されており、この斜板ホルダ36にアンギュラボールベアリング38を介して斜板39が回転自在に支持される。斜板39の回転軸線は前記ロータ27および出力軸28の軸線Lに対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

【0016】ロータ27と別部材で構成された7本のスリーブ41…が、ロータ27の内部に軸線Lを囲むように円周方向に等間隔で配置される。ロータ27のスリーブ支持孔27a…に支持されたスリーブ41…の内周に形成された高圧シリンダ42…に高圧ピストン43…が摺動自在に嵌合しており、高圧シリンダ42…の前端開口部から前方に突出する高圧ピストン43…の半球状部が、斜板39の後面に凹設した7個のディンプル39a…にそれぞれ突き当てられ押圧する。スリーブ41…の後端とロータ27のスリーブ支持孔27a…の間には耐熱金属性のシール部材44…が装着され、この状態でスリーブ41…の前端を押さえる単一のセットプレート45が複数本のボルト46…でロータ27の前面に固定される。スリーブ支持孔27a…の底部近傍は僅かに大径になっており、スリーブ41…の外周面との間に間隙 α （図3参照）が形成される。

【0017】高圧ピストン43…は高圧シリンダ42…との摺動面をシールする圧力リング47…およびオイルリング48…を備えており、圧力リング47…の摺動範囲とオイルリング48…の摺動範囲とは相互にオーバーラップしないように設定されている。高圧ピストン43…を高圧シリンダ42…に挿入するとき、圧力リング4

7…およびオイルリング48…を高圧シリンダ42…にスムーズに係合させるべく、セットプレート45に前面側が広がるようにテーパした開口部45a…が形成される。

【0018】以上のように、圧力リング47…の摺動範囲とオイルリング48…の摺動範囲とが相互にオーバーラップしないように設定したので、オイルリング48…が摺動する高圧シリンダ42…の内壁に付着したオイルが、圧力リング47…の摺動により高圧作動室82…に取り込まれないようにし、蒸気にオイルが混入するのを確実に防止することができる。特に、高圧ピストン43…は圧力リング47…およびオイルリング48…に挟まれた部分が若干小径になっているため（図3参照）、オイルリング48…の摺動面に付着したオイルが圧力リング47…の摺動面に移動するのを効果的に防止することができる。

【0019】また7本のスリーブ41…をロータ27のスリーブ支持孔27a…に装着して高圧シリンダ42…を構成したので、スリーブ41…に熱伝導性、耐熱性、耐摩耗性、強度等に優れた材質を選択することができる。これにより性能および信頼性の向上が可能になるだけでなく、ロータ27に直接高圧シリンダ42…を加工する場合に比べて加工が容易になり、加工精度も向上する。しかも何れかのスリーブ41が摩耗・損傷した場合に、ロータ27全体を交換することなく、異常のあるスリーブ41だけを交換すれば良いので経済的である。

【0020】またスリーブ支持孔27a…の底部近傍を僅かに大径にしてスリーブ41…の外周面とロータ27との間に間隙 α を形成したので、高圧作動室82…に供給された高温高圧蒸気によりロータ27が熱変形しても、その影響がスリーブ41…に及び難くして高圧シリンダ42…の歪みを防止することができる。

【0021】前記7本の高圧シリンダ42…と、そこに嵌合する7本の高圧ピストン43…とは、第1のアキシャルピストンシリンダ群49を構成する。

【0022】ロータ27の外周部に7本の低圧シリンダ50…が軸線しおよび高圧シリンダ42…の半径方向外側を囲むように円周方向に等間隔で配置される。これら低圧シリンダ50…は高圧シリンダ42…よりも大きな直径を有しており、かつ低圧シリンダ50…の円周方向の配列ピッチは高圧シリンダ42…の円周方向の配列ピッチに対して半ピッチ分ずれている。これにより、隣接する低圧シリンダ50…間に形成される空間に高圧シリンダ42…を配置することが可能になり、スペースを有効利用してロータ27の直径の小型化に寄与することができる。

【0023】7本の低圧シリンダ50…にはそれぞれ低圧ピストン51…が摺動自在に嵌合しており、これら低圧ピストン51…はリンク52…を介して斜板39に接続される。即ち、リンク52…の前端の球状部52aは

斜板39にナット53…で固定した球面軸受54…に揺動自在に支持され、リンク52…の後端の球状部52bは低圧ピストン51…にクリップ55…で固定した球面軸受56…に揺動自在に支持される。低圧ピストン51…の頂面近傍の外周面には、圧力リング78…およびオイルリング79…が隣接して装着される。圧力リング78…およびオイルリング79…の摺動範囲は相互にオーバーラップするので、圧力リング78…の摺動面に油膜を形成してシール性および潤滑性を高めることができる。

【0024】前記7本の低圧シリンダ50…と、そこに嵌合する7本の低圧ピストン41…とは、第2のアキシャルピストンシリンダ群57を構成する。

【0025】以上のように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧ピストン43…の前端を半球状に形成し、その前端を斜板39に形成したディンプル39a…に当接させたので、高圧ピストン43…を斜板39に機械的に連結する必要がなくなって、部品点数の削減と組付性の向上とが可能になる。一方、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧ピストン51…はリンク52…および前後の球面軸受54…、56…を介して斜板39に連結されているので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給される中温中圧蒸気の温度および圧力が不足して低圧作動室84…が負圧になっても、低圧ピストン51…と斜板39とが離れて打音や損傷が発生する虞がない。

【0026】また斜板39は前部カバー15にボルト37…で締結されるが、そのときの斜板39の軸線まわりの締結位相を変化させることで、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出タイミングをずらして膨張機Mの出力特性を変更することができる。

【0027】また一体化されたロータ27および出力軸28は、それぞれケーシング本体12に設けたアンギュラボールベアリング29および前部カバー15に設けたアンギュラボールベアリング31に支持されるが、ケーシング本体12およびアンギュラボールベアリング29間に介装するシム58の厚さと、前部カバー15およびアンギュラボールベアリング31間に介装するシム59の厚さとを調整することにより、軸線しに沿うロータ27の位置を前後方向に調整することができる。このロータ27の軸線し方向の位置の調整により、斜板39に案内される高圧・低圧ピストン43…、51…とロータ27に設けられた高圧・低圧シリンダ42…、50…との軸線し方向の相対的な位置関係が変化し、高圧・低圧作動室82…、84…における蒸気の膨張比を調整することができる。

【0028】仮に、斜板39を支持する斜板ホルダ36が前部カバー15に対して一体に形成されていると、前部カバー15にアンギュラボールベアリング31やシム

59を着脱するためのスペースを確保するのが困難になるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、上記問題が解消される。また仮に斜板ホルダ36が前部カバー15と一体であると、膨張機Mの分解・組立時に予め前部カバー15側に組み付けた斜板39に、ケーシング11内の狭い空間で7本のリンク52…を連結・分離する面倒な作業が必要となるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、予めロータ27側に斜板39および斜板ホルダ36を組み付けてサブアセンブリを構成することが可能となり、組付性が大幅に向上する。

【0029】次に、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出系統を、図4～図9に基づいて説明する。

【0030】図4に示すように、ロータ27の後端面に開口する円形断面の凹部27bおよび後部カバー18の前面に開口する円形断面の凹部18aに、ロータリバルブ61が収納される。軸線Lに沿うように配置されたロータリバルブ61は、ロータリバルブ本体62と、固定側バルブプレート63と、可動側バルブプレート64とを備える。可動側バルブプレート64は、ロータ27の凹部27bの底面にガasket65を介して嵌合した状態で、ロックピン66およびボルト67でロータ27に固定される。可動側バルブプレート64に平坦な摺動面68を介して当接する固定側バルブプレート63はロックピン69を介してロータリバルブ本体62に相対回転不能に結合される。従って、ロータ27が回転すると、可動側バルブプレート64および固定側バルブプレート63は摺動面68において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、その摺動面68に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐磨耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすることが可能である。

【0031】ロータリバルブ本体62は、大径部62a、中径部62bおよび小径部62cを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部62aの外周に嵌合する環状の摺動部材70が、ロータ27の凹部27bに円筒状の摺動面71を介して摺動自在に嵌合するとともに、その中径部62bおよび小径部62cが後部カバー18の凹部18aにシール部材72、73を介して嵌合する。摺動部材70は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成される。ロータリバルブ本体62の外周に植設されたロックピン74が、後部カバー18の凹部18aに軸線L方向に形成された長孔18bに係合しており、従ってロータリバルブ本体62は後部カバー18に対して相対回転不能、かつ軸線L方向に移動可能に支持される。

【0032】後部カバー18に軸線Lを囲むように複数

個（例えば、7個）のプリロードスプリング75…が支持されており、これらプリロードスプリング75…に中径部62bおよび小径部62c間の段部62dを押圧されたロータリバルブ本体62は、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68を密着させるべく前方に向けて付勢される。後部カバー18の凹部18aの底面とロータリバルブ本体62の小径部62cの後端面との間に圧力室76が区画されており、後部カバー18を貫通するように接続された蒸気供給パイプ77が前記圧力室76に連通する。従って、ロータリバルブ本体62は前記プリロードスプリング75…の弾発力に加えて、圧力室76に作用する蒸気圧によっても前方に付勢される。

【0033】第1のアキシャルピストンシリンダ群49に高温高圧蒸気を供給する高圧段の蒸気吸入経路が、図16に網かけして示される。図16と図5～図9とを併せて参照すると明らかなように、蒸気供給パイプ77から高温高圧蒸気が供給される圧力室76に上流端が連通する第1蒸気通路P1が、ロータリバルブ本体62を貫通して固定側バルブプレート63との合わせ面に開口し、固定側バルブプレート63を貫通する第2蒸気通路P2に連通する。ロータリバルブ本体62および固定側バルブプレート63の合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材81（図7および図16参照）により第1、第2蒸気通路P1、P2の接続部の外周がシールされる。

【0034】可動側バルブプレート64およびロータ27にはそれぞれ7本の第3蒸気通路P3…（図5参照）および第4蒸気通路P4…が円周方向に等間隔に形成されており、第4蒸気通路P4…の下流端は第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧シリンダ42…および高圧ピストン43間に区画された7個の高圧作動室82…に連通する。図6から明らかなように、固定側バルブプレート63に形成された第2蒸気通路P2の開口は、高圧ピストン43の上死点TDCの前後に均等に開口せず矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれて開口している。これにより、できるだけ長い膨張期間、即ち十分な膨張比を確保でき、かつ上死点TDCの前後に均等に開口を設定した場合に生じる負の仕事を極力少なくし、更に高圧作動室82…内に残留する膨張蒸気を減少して十分な出力（効率）が得られる。

【0035】第1のアキシャルピストンシリンダ群49から中温中圧蒸気を排出して第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給する高圧段の蒸気排出経路および低圧段の蒸気吸入経路が、図17に網かけして示される。図17と図5～図8とを併せて参照すると明らかなように、固定側バルブプレート63の前面には円弧状の第5蒸気通路P5（図6参照）が開口しており、この第5蒸気通路P5は固定側バルブプレート63の後面に開口する円形の第6蒸気通路P6（図7参照）に連通す

る。第5蒸気通路P5は、高圧ピストン43の下死点BDCに対して矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点TDCに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、可動側バルブプレート64の第3蒸気通路P3…は下死点BDCから第2蒸気通路P2と重複しない（好ましくは第2蒸気通路P2と重複する直前の）角度範囲に亘って固定側バルブプレート63の第5蒸気通路P5に連通することができ、その間に第3蒸気通路P3…から第5蒸気通路P5への蒸気の排出が行われる。

【0036】ロータリバルブ本体62には、軸線L方向に延びる第7蒸気通路P7と、略半径方向に延びる第8蒸気通路P8とが形成されており、第7蒸気通路P7の上流端は前記第6蒸気通路P6の下流端に連通するとともに、第7蒸気通路P7の下流端はロータリバルブ本体62および摺動部材70に跨がって配置された継ぎ手部材83の内部の第9蒸気通路P9を経て、摺動部材70を半径方向に貫通する第10蒸気通路P10に連通する。そして第10蒸気通路P10は、ロータ27に放射状に形成した7本の第11蒸気通路P11…を介して、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低压シリンダ50…および低压ピストン41…間に区画された7個の低压作動室84…に連通する。

【0037】ロータリバルブ本体62と固定側バルブプレート63との合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材85（図7および図17参照）により第6、第7蒸気通路P6、P7の接続部の外周がシールされる。摺動部材70の内周面とロータリバルブ本体62との間は2個のシール部材86、87でシールされ、継ぎ手部材83の外周面と摺動部材70との間はシール部材88でシールされる。

【0038】ロータ27および出力軸28の内部は肉抜きされて調圧室89が区画されており、この調圧室89と第8蒸気通路P8とが、ロータリバルブ本体62に形成した第12蒸気通路P12および第13蒸気通路P13と、固定側バルブプレート63に形成した第14蒸気通路P14と、ボルト67の内部を貫通する第15蒸気通路P15とを介して連通する。7本の第3蒸気通路P3…から第5蒸気通路P5に排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ27の1回転につき圧力が7回脈動するが、その中温中圧蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給する途中の第8蒸気通路P8を調圧室89に連通させたことで、前記圧力の脈動を緩衝して一定圧の蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給し、低压作動室84…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【0039】また調圧室89はロータ27および出力軸28の中心のデッドスペースを利用して形成されているので膨張機Mの大型化を招くこともなく、肉抜きによる軽量化の効果も持ち、しかも調圧室89の外周は高温高

圧蒸気で作動する第1のアキシャルピストンシリンダ群49で取り囲まれるので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給される中温中圧蒸気の熱損失が生じることもない。更に、第1のアキシャルピストンシリンダ群49に取り囲まれたロータ27の中心部が温度上昇した場合には、調圧室89の中温中圧蒸気でロータ27の冷却を図ることができ、その結果として加熱された中温中圧蒸気で第2のアキシャルピストンシリンダ群57の出力向上を図ることができる。

10 【0040】第2のアキシャルピストンシリンダ群57から低温低压蒸気を排出する蒸気排出経路が、図18に網かけして示される。図18、図8および図9を併せて参照すると明らかなように、摺動部材70の摺動面71に、ロータ27に形成した7個の第11蒸気通路P11…に連通可能な円弧状の第16蒸気通路P16が切り欠かれており、この第16蒸気通路P16はロータリバルブ本体62の外周に円弧状に切り欠かれた第17蒸気通路P17に連通する。第16蒸気通路P16は、低压ピストン51の下死点BDCに対して矢印Rで示すロータ27の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点TDCに対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、ロータ27の第11蒸気通路P11…は下死点BDCから第10蒸気通路P10と重複しない（好ましくは第10蒸気通路P10と重複する直前の）角度範囲に亘って摺動部材70の第16蒸気通路P16に連通することができ、その間に第11蒸気通路P11…から第16蒸気通路P16への蒸気の排出が行われる。

30 【0041】更に第17蒸気通路P17は、ロータリバルブ本体62の内部に形成された第18蒸気通路P18～第20蒸気通路P20および後部カバー18の切欠18dを介して、ロータリバルブ本体62および後部カバー18間に形成された蒸気排出室90に連通し、この蒸気排出室90は後部カバー18に形成した蒸気排出孔18cに連通する。

40 【0042】以上のように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49への蒸気の供給・排出と第2のアキシャルピストンシリンダ群57への蒸気の供給・排出とを共通のロータリバルブ61で制御するので、各々別個のロータリバルブを用いる場合に比べて膨張機Mを小型化することができる。しかも第1のアキシャルピストンシリンダ群49に高温高圧蒸気を供給するバルブを、ロータリバルブ本体62と一体の固定側バルブプレート63の前端の平坦な摺動面68に形成したので、高温高圧蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面68は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。

50 【0043】特に、複数本のプリロードスプリング75…でロータリバルブ本体62にプリセット荷重を与えて

軸線L方向前方に付勢し、更に蒸気供給パイプ77から圧力室76に供給した高温高圧蒸気でロータリバルブ本体62を軸線L方向前方に付勢することにより、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動68に高温高圧蒸気の圧力に応じた面圧を発生させ、その摺動面68からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

【0044】また第2のアキシャルピストンシリンダ群57に中温中圧蒸気を供給するバルブはロータリバルブ本体62の外周の円筒状の摺動面71に形成されているが、そこを通過する中温中圧蒸気は前記高温高圧蒸気に比べて圧力が低下しているため、摺動面71に対する面圧を発生させなくとも、所定のクリアランス管理を施せば蒸気のリークは実用上問題ない。

【0045】またロータリバルブ本体62に内部に、高温高圧蒸気が流れる第1蒸気通路P1と、中温中圧蒸気が流れる第7蒸気通路P7および第8蒸気通路P8と、低温低圧蒸気が流れる第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20とを集約して形成したので蒸気温度の低下を防止できるだけでなく、高温高圧蒸気のシール部（例えば、シール部材81）を低温低圧蒸気で冷却して耐久性を高めることができる。

【0046】更に、後部カバー18をケーシング本体12から取り外すだけで、ケーシング本体12に対してロータリバルブ61を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高圧蒸気が通過するロータリバルブ61は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板39や出力軸28がロータ27を挟んでロータリバルブ61の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ61の熱でオイルが加熱されて斜板39や出力軸28の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ61を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

【0047】次に、図10～図14を参照してブリーザの構造を説明する。

【0048】ケーシング本体12の上壁12aとブリーザ室隔壁23との間に区画された下部ブリーザ室101はケーシング本体12の上壁12aに形成された連通孔12bを介してケーシング11内の潤滑室102に連通する。潤滑室102の底部に設けたオイルパン19にはオイルが貯留されており、その油面はロータ27の下端よりも僅かに高くなっている（図1参照）。下部ブリーザ室101の内部には上端がブリーザ室隔壁23の下面に接触する3枚の隔壁12c～12eが上向きに突設されており、これら隔壁12c～12eにより構成された迷路の一端に前記連通孔12bが開くとともに、迷路の他端に向かう経路の途中に前記上壁12aを貫通する4個のオイル戻し孔12f…が形成される。オイル戻し孔12f…は下部ブリーザ室101の最も低い位置に

形成されており（図14参照）、従って下部ブリーザ室101内で凝縮したオイルを潤滑室102に確実に戻すことができる。

【0049】ブリーザ室隔壁23とブリーザ室カバー25との間に上部ブリーザ室103が区画されており、この上部ブリーザ室103と下部ブリーザ室101とが、ブリーザ室隔壁23を貫通して上部ブリーザ室103内に煙突状に突出する4個の連通孔23a…、23bにより連通する。ブリーザ室隔壁23を貫通する凝縮水戻し孔23cの下方に位置するケーシング本体12の上壁12aに凹部12gが形成されており、この凹部12gの周囲がシール部材104でシールされる。

【0050】ブリーザ室隔壁23に形成された第1ブリーザ通路B1の一端が上部ブリーザ室103の高さ方向中間部に開口する。第1ブリーザ通路B1の他端は、ケーシング本体12に形成した第2ブリーザ通路B2および後部カバー18に形成した第3ブリーザ通路B3を介して蒸気排出室90に連通する。また上壁12aに形成した凹部12gはケーシング本体12に形成した第4ブリーザ通路B4および前記第3ブリーザ通路B3を介して蒸気排出室90に連通する。第1ブリーザ通路B1および第2ブリーザ通路B2の連通部の外周はシール部材105によりシールされる。

【0051】図2に示すように、下部ブリーザ室101に連通する継ぎ手106とオイルパン19に連通する継ぎ手107とが透明なオイルレベルゲージ108で接続されており、このオイルレベルゲージ108内のオイルの油面により潤滑室102内のオイルの油面を外部から知ることができる。即ち、潤滑室102は密閉構造となっており、外部からオイルレベルゲージを挿入することはシール性の維持から難しく、構造が複雑化することが避けられない。しかしながら、このオイルレベルゲージ108によって、潤滑室102の密閉状態を維持しつつ外部からオイルの油面を容易に知ることができる。

【0052】次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Mの作用を説明する。

【0053】図16に示すように、蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ77を介して膨張機Mの圧力室76に供給され、そこからロータリバルブ61のロータリバルブ本体62に形成した第1蒸気通路P1と、このロータリバルブ本体62と一体の固定側バルブプレート63に形成した第2蒸気通路P2とを経て、可動側バルブプレート64との摺動面68に達する。そして摺動面68に開口する第2蒸気通路P2はロータ27と一体に回転する可動側バルブプレート64に形成した第3蒸気通路P3に瞬間的に連通し、高温高圧蒸気は第3蒸気通路P3からロータ27に形成した第4蒸気通路P4を経て、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7個の高圧作動室82…のうちの1つに在る高圧作動室82に供給される。

【0054】ロータ27の回転に伴って第2蒸気通路P2および第3蒸気通路P3の連通が絶たれた後も高圧作動室82内で高温高圧蒸気が膨張することで、スリーブ41の高圧シリンダ42に嵌合する高圧ピストン43が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端が斜板39のディンプル39aを押圧する。その結果、高圧ピストン43が斜板39から受ける反力でロータ27に回転トルクが与えられる。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな高圧作動室82内に高温高圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

【0055】図17に示すように、ロータ27の回転に伴って下死点に達した高圧ピストン43が上死点に向かって後退する間に、高圧作動室82から押し出された中温中圧蒸気は、ロータ27の第4蒸気通路P4と、可動側バルブプレート64の第3蒸気通路P3と、摺動面68と、固定側バルブプレート63の第5蒸気通路P5および第6蒸気通路P6と、ロータリバルブ本体62の第7蒸気通路P7～第10蒸気通路P10と、摺動面71とを経て、ロータ27の回転に伴って上死点に達した第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧作動室84に連なる第11蒸気通路P11に供給される。低圧作動室84に供給された中温中圧蒸気は第10蒸気通路P10と第11蒸気通路P11との連通が絶たれた後も低圧作動室84内で膨張することで、低圧シリンダ50に嵌合する低圧ピストン51が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、低圧ピストン51に接続されたリンク52が斜板39を押圧する。その結果、低圧ピストン51の押圧力がリンク52を介して斜板39の回転力に変換され、この回転力は斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43からロータ27に回転トルクを伝える。即ち、斜板39と同期回転するロータ27に回転トルクが伝達されることになる。尚、リンク52は膨張行程での負圧発生時に低圧ピストン51が斜板39から離脱するのを防止すべく、低圧ピストン51と斜板39との結合を維持する機能を果たすもので、膨張作用による回転トルクは、上述の如く斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43から斜板39と同期回転するロータ27に伝達される構成となっている。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな低圧作動室84内に中温中圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

【0056】このとき、前述したように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧作動室82…から排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ27の1回転につき圧力が7回脈動するが、その脈動を調圧室89で緩衝することにより、一定圧の蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給して低圧作動室84…への蒸気の充填効率を高めることができる。

【0057】図18に示すように、ロータ27の回転に

伴って下死点に達した低圧ピストン51が上死点に向かって後退する間に、低圧作動室84から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ27の第11蒸気通路P11と、摺動面71と、摺動部材70の第16蒸気通路P16と、ロータリバルブ本体62の第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20を経て蒸気排出室90に排出され、そこから蒸気排出孔18cを経て凝縮器に供給される。

【0058】上述のようにして膨張機Mが作動するとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高圧ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の低圧ピストン51…とが共通の斜板39に接続されるので、第1、第2のアキシャルピストンシリンダ群49、57の出力を合成して出力軸28を駆動することができ、膨張機Mを小型化しながら高出力を得ることができる。このとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高圧ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の低圧ピストン51…とが円周方向に半ピッチずれて配置されているため、図15に示すように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の出力トルクの脈動と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の出力トルクの脈動とが相互に打ち消しあい、出力軸28の出力トルクがフラットになる。

【0059】またアキシャル型の回転式流体機械はラジアル式の回転式流体機械に比べてスペース効率が高いという特徴があるが、それを半径方向に2段に配置したことでスペース効率を更に高めることができる。特に、体積が小さい高圧の蒸気で作動するために小直径で済む第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方向内側に配置し、体積が大きい低圧の蒸気で作動するために大直径となる第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、空間を有効利用して膨張機Mの一層の小型化が可能となる。しかも円形断面を有することで加工精度を高くできるシリンダ42…、50…およびピストン43…、51…を用いたことにより、ペーンを用いた場合に比べて蒸気のリーク量が少なくなり、更なる高出力を望むことができる。

【0060】また高温の蒸気で作動する第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方向内側に配置し、低温の蒸気で作動する第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57とケーシング11の外部との温度差を最小限に抑え、ケーシング11の外部への熱逃げを最小限に抑えて膨張機Mの効率を高めることができる。また半径方向内側の高温の第1のアキシャルピストンシリンダ群49から逃げた熱を、半径方向外側の低温の第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収することができるので、膨張機Mの効率を更に高めることができる。

【0061】また軸線Lに対して直角方向に見たとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の後端は第2のアキシャルピストンシリンダ群57の後端よりも前方に位置しているので、第1のアキシャルピストンシリンダ群49から軸線L方向後方に逃げた熱を第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収し、膨張機Mの効率を更に高めることができる。更に、高压側の摺動面68が低压側の摺動面71よりもロータ27の凹部27bの奥側に在るので、ケーシング11の外部の圧力と低压側の摺動面71との差圧を最小限に抑えて低压側の摺動面71からの蒸気のリーク量を減少させることができ、しかも高压側の摺動面68から漏れた蒸気圧を低压側の摺動面71で回収して有効に利用することができる。

【0062】さて、膨張機Mの運転中にケーシング11の潤滑室102内で回転するロータ27によってオイルパン19に貯留されたオイルが攪拌されて撥ね上げられ、高压シリンダ42…と高压ピストン43…との摺動部、低压シリンダ50…と低压ピストン51…との摺動部、出力軸28を支持するアンギュラボールベアリング31、ロータ27を支持するアンギュラボールベアリング29、斜板39を支持するアンギュラボールベアリング38、高压ピストン43…と斜板39との摺動部、リンク52…の両端の球面軸受54…、56…等を潤滑する。

【0063】潤滑室102の内部には、オイルの攪拌により飛散したオイルミストと、ロータ27の高温部に加熱されて蒸発したオイルの蒸気とが充満しており、これに高压作動室82…および低压作動室84…から潤滑室102に漏出した蒸気が混合する。蒸気の漏出により潤滑室102の圧力が蒸気排出室90の圧力よりも高くなると、前記オイル分および蒸気の混合物はケーシング本体12の上壁12aに形成した連通孔12bから下部ブリーザ室101に流入する。下部ブリーザ室101の内部は隔壁12c～12eにより迷路構造になっており、そこを通過する間に凝縮したオイルは、ケーシング本体12の上壁12aに形成した4個のオイル戻し孔12f…から落下して潤滑室102に戻される。

【0064】オイル分を除去された蒸気はブリーザ室隔壁23の4個の連通孔23a…、23bを通過して上部ブリーザ室103に流入し、その上壁を区画するブリーザ室カバー25を介して外部の空気に熱を奪われて凝縮する。上部ブリーザ室103内で凝縮した水は、上部ブリーザ室103内に煙突状に突出する4個の連通孔23a…、23bに流入することなく、ブリーザ室隔壁23に形成した凝縮水戻し孔23cを通過して凹部12gに落下し、そこから第4ブリーザ通路B4および第3ブリーザ通路B3を経て蒸気排出室90に排出される。このとき、蒸気排出室90に戻される凝縮水の量は、高压作動室82…および低压作動室84…から潤滑室102に漏出した蒸気の量に見合った量となる。また蒸気排出

室90と上部ブリーザ室103とは圧力平衡通路として機能する第1蒸気通路B1～第3蒸気通路B3で常時連通しているため、蒸気排出室90と潤滑室102との圧力平衡を確保することができる。

【0065】暖機完了前の過渡期において、潤滑室102の圧力が蒸気排出室90の圧力よりも低くなった場合には、蒸気排出室90の蒸気が第3ブリーザ通路B3、第2ブリーザ通路B2および第1ブリーザ通路B1、上部ブリーザ室103および下部ブリーザ室101を経て潤滑室102に流入することが考えられるが、暖機完了後は潤滑室102への蒸気の漏出により潤滑室102の圧力が蒸気排出室90の圧力よりも高くなるため、上述したオイルおよび蒸気の分離作用が開始される。

【0066】作動媒体である蒸気（あるいは水）が蒸発器、膨張機、凝縮器および循環ポンプよりなる閉回路を循環するランキンサイクルシステムでは、作動媒体にオイルが混入してシステムが汚損されるのを極力回避することが必要であるが、オイルを分離する下部ブリーザ室101および凝縮水を分離する上部ブリーザ室103により、蒸気（あるいは水）へのオイルの混入を最小限に抑え、オイルを分離するフィルターの負担を軽減して小型化およびコストダウンを図ることができ、しかもオイルの汚れや劣化を防止することができる。

【0067】次に、図19に基づいて本発明の第2実施例を説明する。

【0068】図19は固定側バルブプレート63の摺動面68を示すもので、第1実施例を示す図6に対応している。プリセットスプリング75…の弾発力と圧力室76に作用する高温高压蒸気の圧力とにより摺動面68にシール面圧を与えているが、摺動面68の全域に亘って均一なシール面圧を確保することは困難である。なぜならば、摺動面68を通る第2蒸気通路P2および第3蒸気通路P3…には高温高压蒸気が供給されるため、その高温高压蒸気が固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64を引き離してシール面圧を低下させるように作用するからである。一方、摺動面68を通る第5蒸気通路P5および第3蒸気通路P3…には中温中圧蒸気が供給されるが、その圧力は前記高温高压蒸気に比べて低いため、摺動面68を引き離してシール面圧を低下させる作用も小さくなる。その結果、前記第2蒸気通路P2、第3蒸気通路P…および第5蒸気通路P5の蒸気圧により摺動面68にアンバランスな荷重が加わり、これが摺動面68のシール性能を低下させる要因となる。

【0069】そこで本第2実施例では、固定側バルブプレート63の摺動面68に、軸線Lを通る第14蒸気通路P14の外周を囲む環状の第1圧力溝G1を刻設し、この第1圧力溝G1を中温中圧蒸気が通る第5蒸気通路P5に連通させるとともに、第1圧力溝G1の外周を囲む部分円弧状の第2圧力溝G2を刻設し、この第2圧

力溝G2を高温高压蒸気が通過する第2蒸気通路P2に連通させている。前記第1、第2圧力溝G1、G2の作用により、摺動面68のシール面圧が不均一になるのを緩和し、摺動面68の偏当りによるシール性の低下や摩耗の発生を防止することができる。また高压の第2圧力溝G2から漏れた蒸気が低压の第1圧力溝G1に流入する際に、摩耗粉を第1圧力溝G1に排出して高压作動室82…への流入を阻止する効果も発揮する。更に、オイルによる潤滑が望めない摺動面68に蒸気を均一に分布させ、潤滑性能の向上を図ることができる。

【0070】次に、図20に基づいて本発明の第3実施例を説明する。

【0071】第3実施例は第2実施例の変形であって、高温高压蒸気を通る第2蒸気通路P2に連通する第2圧力溝G2を省略し、中温中圧蒸気を通る第5蒸気通路P15に連通する第1圧力溝G1だけを設けたものである。本第3実施例によれば、第2実施例に比べて構造が簡単になるだけでなく、摩耗粉の回収効果も高められ、しかも蒸気のリーク量も第2実施例に比べて減少する。

【0072】次に、図21に基づいて本発明の第4実施例を説明する。

【0073】前記第1～第3実施例では作動媒体として圧縮性流体である蒸気を用いた膨張機Mを説明したが、本第4実施例では作動媒体として非圧縮性流体（例えば、オイル）を用いたポンプが示される。作動媒体として非圧縮性流体を用いたことにより、吸入ポートとなる第2オイル通路P2'（前記第2蒸気通路P2に対応）と、吐出ポートとなる第5オイル通路P5'（前記第5蒸気通路P5に対応）は、略180°の中心角を有するように円弧状に形成される。

【0074】以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0075】例えば、第1実施例～第3実施例では蒸気を作動媒体とする膨張機Mを例示し、第4実施例ではオイルを作動媒体とするポンプを例示したが、本発明の回転式流体機械は、空気のような圧縮性流体を加圧する圧縮機や、オイルや水のような非圧縮性流体を圧送するポンプに対しても適用することができる。

【0076】また第1の作動部および第2の作動部は実施例のアキシャルピストンシリンダ群に限定されず、ラジアルピストンシリンダ式のものやペーン式のものであっても良い。

【0077】

【発明の効果】以上のように請求項1に記載された発明によれば、回転式流体機械の第1および第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を司る吸入・排出制御手段が、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えて第1の作動部に接続された第1のロータリバルブと、ロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えて第

2の作動部に接続された第2のロータリバルブとを備えるので、共通の吸入・排出制御手段で第1、第2の作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御することが可能になり、第1、第2の作動部に各々別個の吸入・排出制御手段を設ける場合に比べて回転式流体機械の小型化を図ることができる。

【0078】また請求項2に記載された発明によれば、ロータの回転軸線に直交する平坦な摺動面を備えた第1のロータリバルブは作動媒体のシール性に優れており、この第1のロータリバルブで高压の作動媒体の吸入・排出を制御することで、作動媒体のリークを最小限に抑えることができる。またロータの回転軸線を中心とする円筒状の摺動面を備えた第2のロータリバルブは、前記第1のロータリバルブに比べて作動媒体のシール性が多少劣るものの、この第2のロータリバルブが吸入・排出を制御する作動媒体は低压であるため、所定のクリアランス管理を施せば作動媒体のリークは実用上問題はない。

【0079】また請求項3に記載された発明によれば、第1のロータリバルブおよび第2のロータリバルブはそれぞれ高温の作動媒体および低温の作動媒体の吸入・排出を制御するので、高温の作動媒体および低温の作動媒体の流路を近接させて温度低下を抑制することが可能になるだけでなく、高温の作動媒体の流路のシール部を低温の作動媒体で冷却してシール部の劣化を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】膨張機の縦断面図

【図2】図1の2-2線断面図

【図3】図1の3部拡大図

【図4】図1の4部拡大断面図（図8の4-4線断面図）

【図5】図4の5-5線矢視図

【図6】図4の6-6線矢視図

【図7】図4の7-7線断面図

【図8】図4の8-8線断面図

【図9】図4の9-9線断面図

【図10】図1の10-10線矢視図

【図11】図1の11-11線矢視図

【図12】図10の12-12線断面図

【図13】図11の13-13線断面図

【図14】図10の14-14線断面図

【図15】出力軸のトルク変動を示すグラフ

【図16】高压段の吸入系を示す作用説明図

【図17】高压段の排出系および低压段の吸入系を示す作用説明図

【図18】低压段の排出系を示す作用説明図

【図19】本発明の第2実施例を示す、前記図6に対応する図

【図20】本発明の第3実施例を示す、前記図6に対応する図

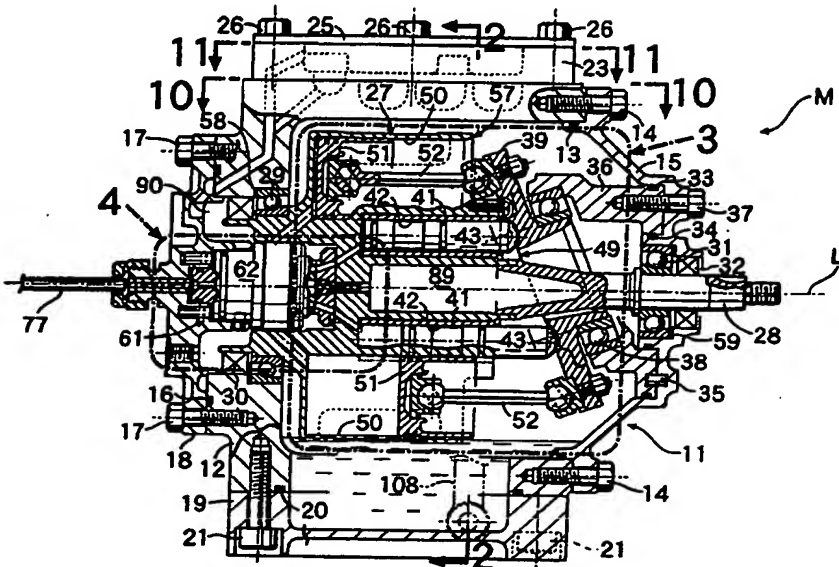
【図 21】 本発明の第 4 実施例を示す、前記図 6 に対応する図

【符号の説明】

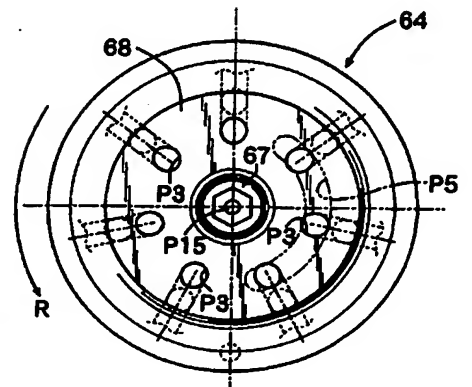
- 11 ケーシング
27 ロータ（第 2 のロータリバルブ）
49 第 1 のアキシャルピストンシリンダ群（第 1 の作動部）
57 第 2 のアキシャルピストンシリンダ群（第 2 の作動部）

- 61 ロータリバルブ（吸入・排出制御手段）
63 固定側バルブプレート（第 1 のロータリバルブ）
64 可動側バルブプレート（第 1 のロータリバルブ）
68 摺動面
70 摺動部材（第 2 のロータリバルブ）
71 摺動面
L 軸線

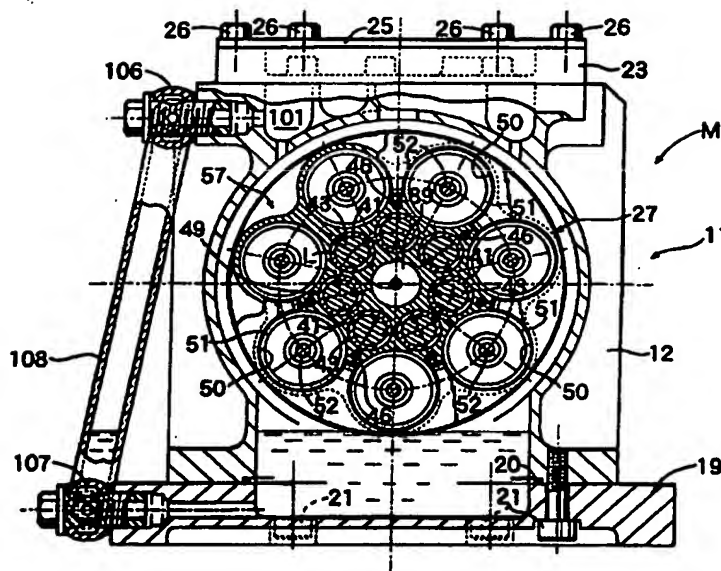
【図 1】



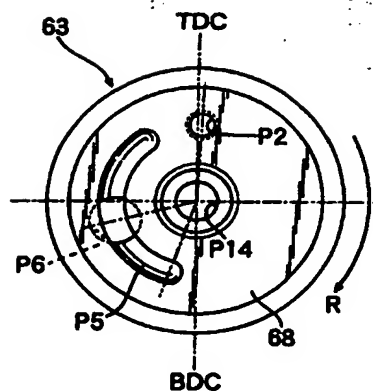
【図 5】



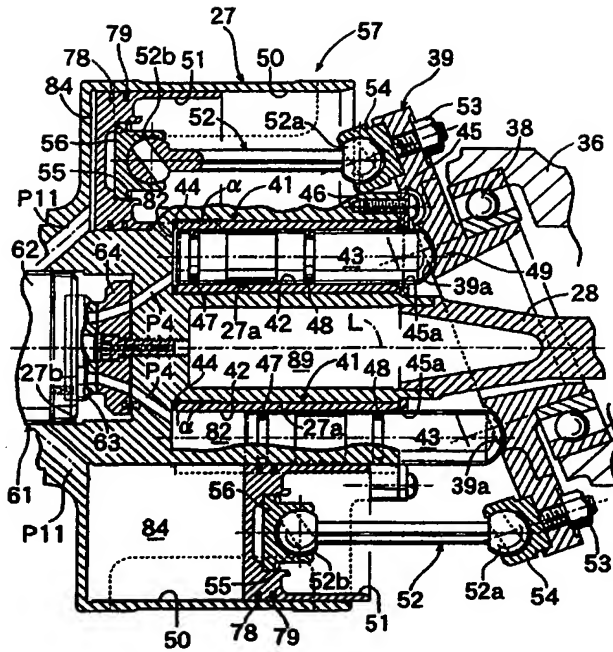
【図 2】



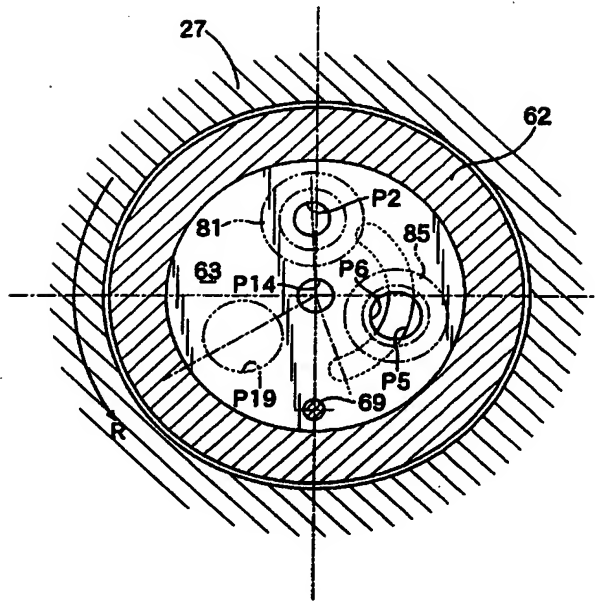
【図 6】



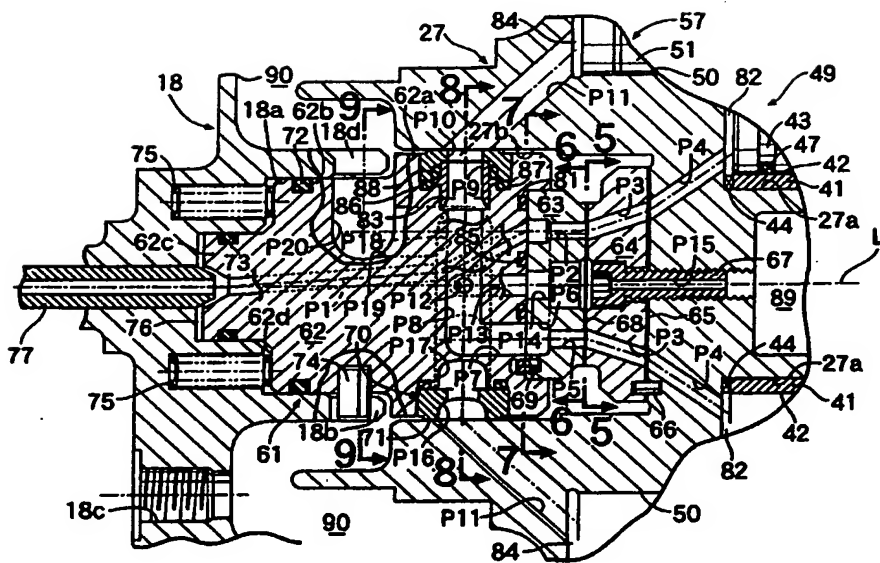
【図 3】



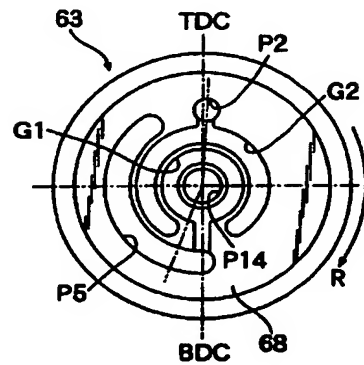
【図 7】



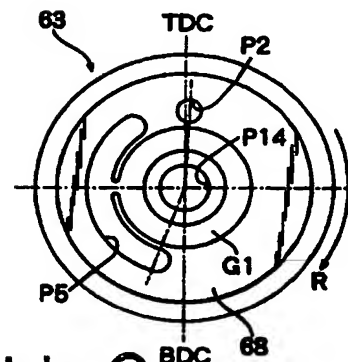
【図 4】



【図 19】

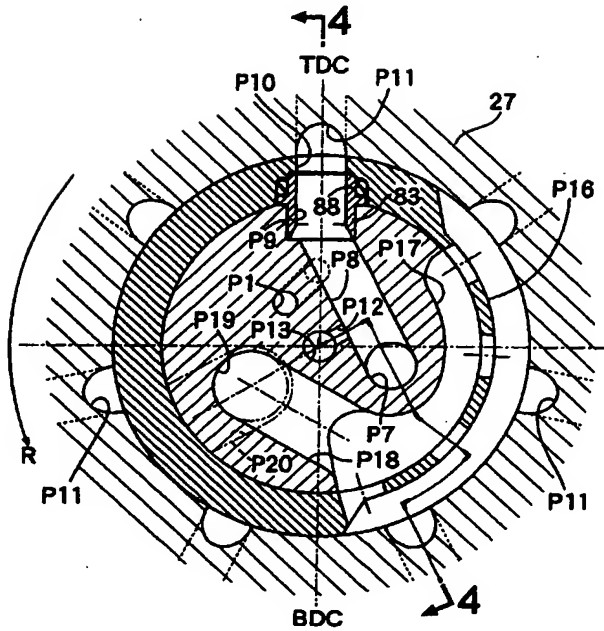


【図 20】

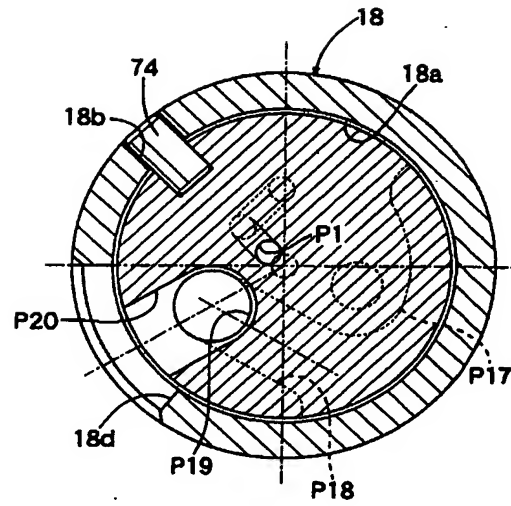


Best Available Copy

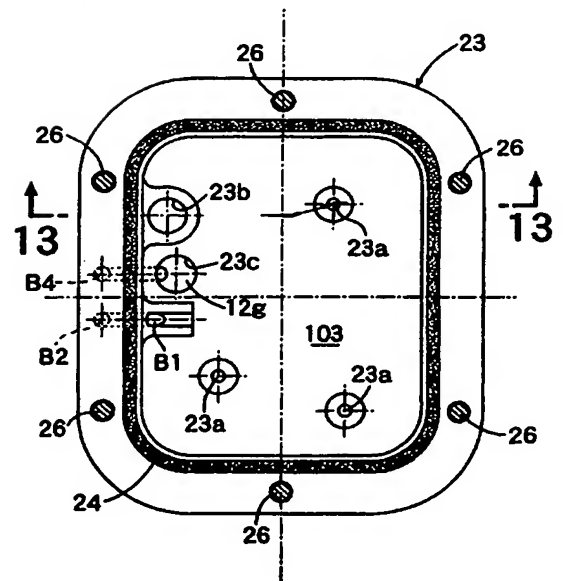
【図 8】



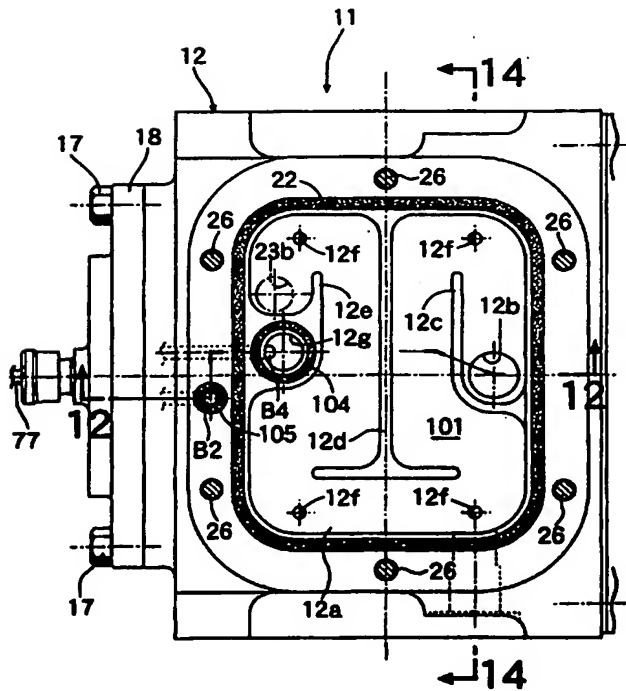
【図 9】



【図 11】

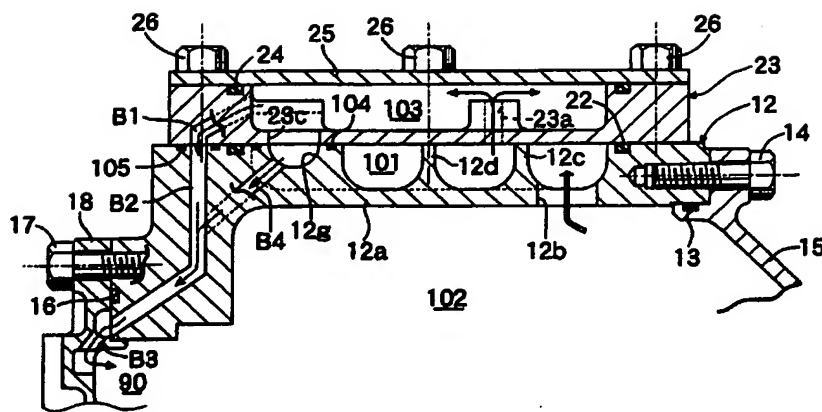


【図 10】

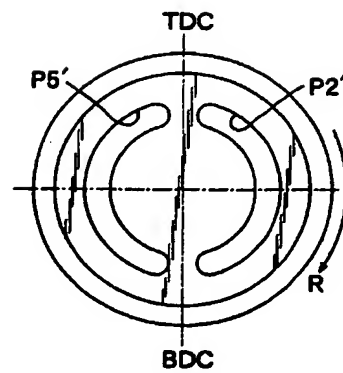


Best Available Copy

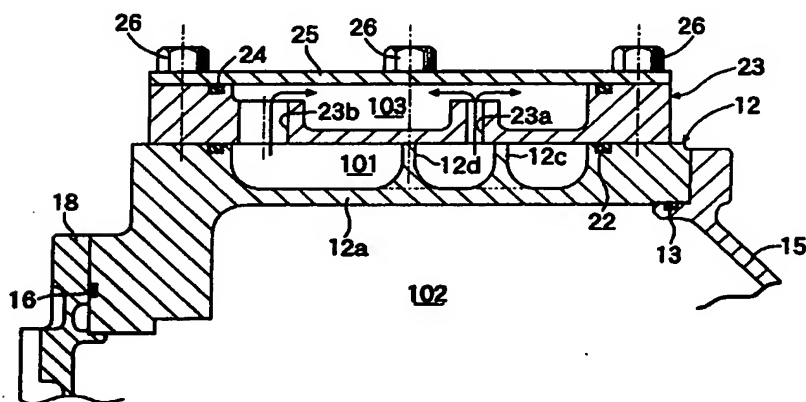
【図 12】



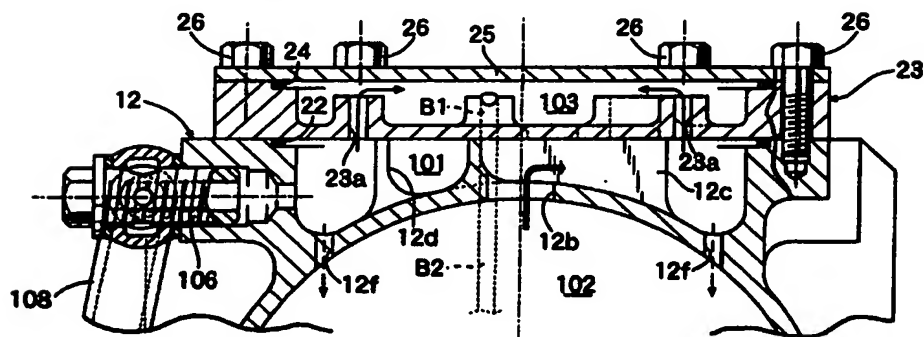
【図 21】



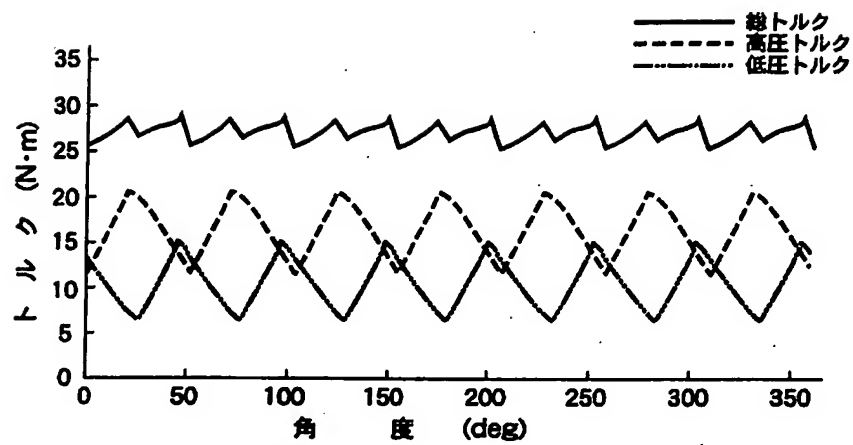
【図 13】



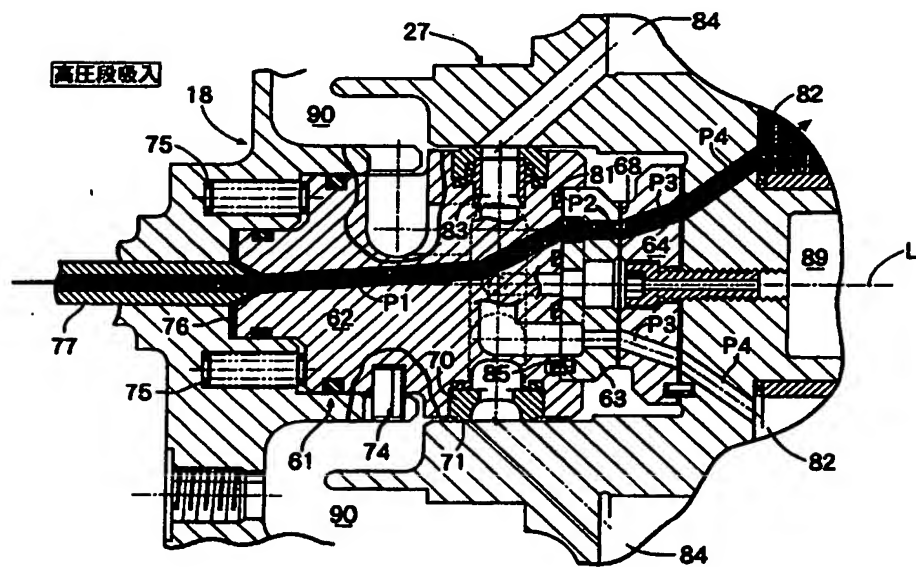
【図 14】



【図15】

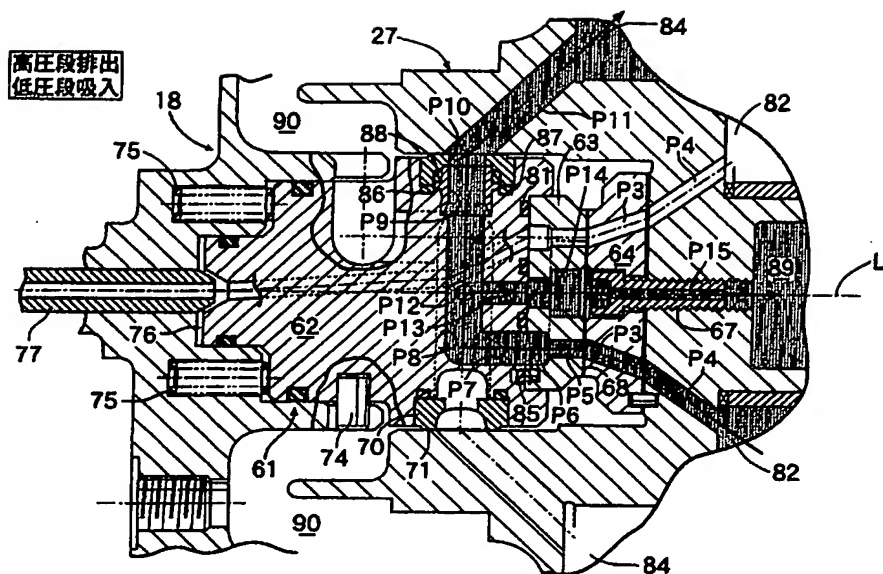


【図16】

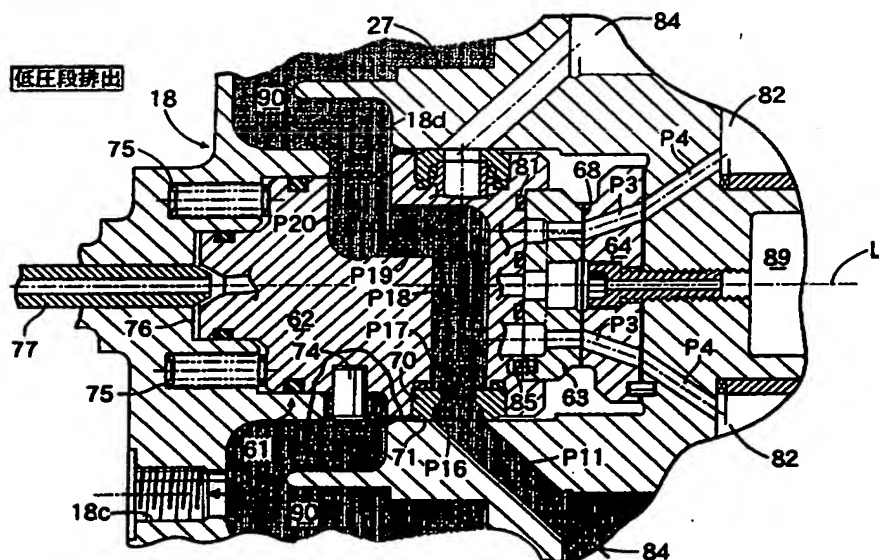


Best Available Copy

【図 17】



【図 18】



フロントページの続き

(72)発明者 伊藤 直紀
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 小島 洋一
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

Best Available Copy